

アンモニア/水二成分凝縮の伝熱特性に関する実験的研究

秋山泰有^{*1}, 柳廷泰^{*2}, 有馬博史^{*1}, 池上康之^{*1}

Experimental Investigation about the Heat Transfer Characteristic of Ammonia/Water Mixture Condensation

Hirokuni AKIYAMA^{*1}, Jeong-Tae YOO^{*2},
Hironumi ARIMA^{*1} and Yasuyuki IKEGAMI^{*1}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University, Japan
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamasiro-tyou, Imari-shi, Saga, 849-4256 Japan

The investigation is used an ammonia/water binary mixture to show its condensation heat transfer characteristics on vertical flat plate, in addition to observation of condensation film form by visualization. The experiment was conducted with a system by using four types of ammonia mass fraction 1.0, 0.95, 0.9 and 0.85. While fluid of component 1.0 to 0.4 at the entrance of condenser shown high condensation heat transfer coefficient. However fluid of component 0.9 was considerably low condensation heat transfer coefficient. Through this condensation film fluid form visualization experiment, the differences in regards to their condensation film forms between pure working fluid, binary mixture were observed.

Key Words : Condenser, Ammonia/water Mixtur, vizuaraization,

1. 緒 言

アンモニア/水を作動流体とする発電システムが、海洋温度差発電や廃熱温度差発電、温泉水温度差発電の分野で注目されている。既に、アンモニア/水を作動流体とする100℃レベルの廃熱に対して我が国において4000kW規模で実用化されている。アンモニア/水を作動流体とする発電システムは、従来の火力発電や原子力発電に比べ利用できる熱源の温度や温度差が小さいため、特にその高効率化を目的として研究開発が行われている。アンモニア/水の混合物質を用いたサイクルは、純物質を用いたサイクルとして比較してサイクル効率の向上は期待されるが、物質伝達抵抗による伝熱性能の低減が懸念されている。混合物質の特性を活かし、サイクル性能を高めるためには、アンモニア/水の凝縮や蒸発現象を十分把握することが重要である。

このような状況の中、凝縮器の性能および凝縮過程の解明は極めて重要である。従来の研究として、フロン

系冷媒を使用した鉛直平滑平板上での凝縮⁽¹⁾やアンモニア/水の二成分流体を作動流体として用いた水平管外での凝縮研究⁽²⁾が行われている。しかし、アンモニアおよびアンモニア/水を作動流体として用いた鉛直平滑平板上での凝縮の研究は現在行なわれていない。

そこで本研究では、低温度差発電用のプレート式熱交換器の高性能化を図るため純アンモニアおよびアンモニア/水を作動流体とし、質量流束、熱流束、飽和圧力、組成による鉛直平滑平板上での局所凝縮熱伝達係数を実験的に明らかにする。そして、局所凝縮熱伝達係数が予測できる相関式について検討する。

記号

x	: 長さ [m]
x	: 乾き度 [-]
y	: 組成 [-]
P	: 圧力 [Pa]
β	: 物質伝達係数 [-]
G	: 質量流束 [kg/m ² s]
q	: 熱流束 [kW/m ²]
x	: 乾き度 [m]
h	: 熱伝達率 [W/(m ² K)]

^{*1} 佐賀大学 海洋エネルギー研究センター
(〒849-4256 佐賀県伊万里市山代町久原字平尾 1-48)

^{*2} 佐賀大学 理工学部。

E-mail: akiyama@cc.saga-u.ac.jp

m	: 凝縮質量流量 [kJ/kg]
λ	: 熱伝導率 [W/mK]
i_g	: 凝縮潜熱 [kg/s]
ρ	: 密度 [kg/m ³]
Re	: レイノルズ数
Re	: レイノルズ数
Sh	: シャウド数
Nu	: ヌセルト数
Wr	: 濃縮度

添え字

m	: 平均
exp	: 実験
cal	: 計算
loc	: 局所
in	: 入口
VW	: 蒸気バルク
WW	: 凝縮壁面
Vi	: 蒸気層気液界面
Li	: 液層気液界面

2. 実験装置および実験方法

2・1 実験装置 図1に本実験で使用した実験装置の系統図を示す。この装置は主に作動流体循環部、温水循環部、冷水循環部から構成されている。作動流体循環部は作動流体ポンプ、プレヒーター、蒸発器、テストコンデンサー、二つのアフターコンデンサー、作動流体タンクから構成されている。温水循環部は温

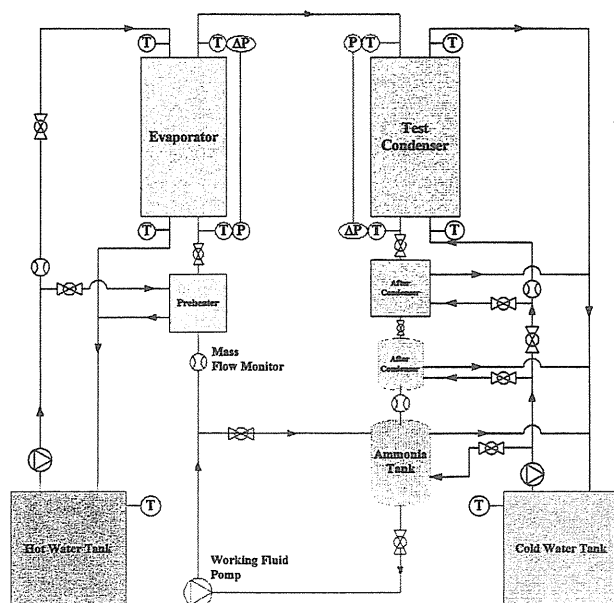


Fig.1 Experimental apparatus

水循環ポンプ、プレヒーター、蒸発器から構成されている。冷水循環部は冷水ポンプ、テストコンデンサー、二つのアフターコンデンサー、作動流体タンクから構成されている。それぞれの循環部には計測器として流量計、密度計、温度計、圧力計、差圧計を図1に示している適所に設置した。

2・2 テストコンデンサー詳細 図2に本実験で使用したテストコンデンサーの詳細を示す。材質はすべて SUS304 を使用した。伝熱面の面積は $250 \times 650\text{mm}^2$ で厚さは 40mm である。作動流体側と熱源側（水側）の蓋の厚さは 30mm である。作動流体側の蓋には可視化実験のために直径 80mm の窓が設置してある。作動流体側は厚さ 2mm のスペーサーを挟み込み流路厚さ 2mm とした。熱源側はスペーサーとして厚さ

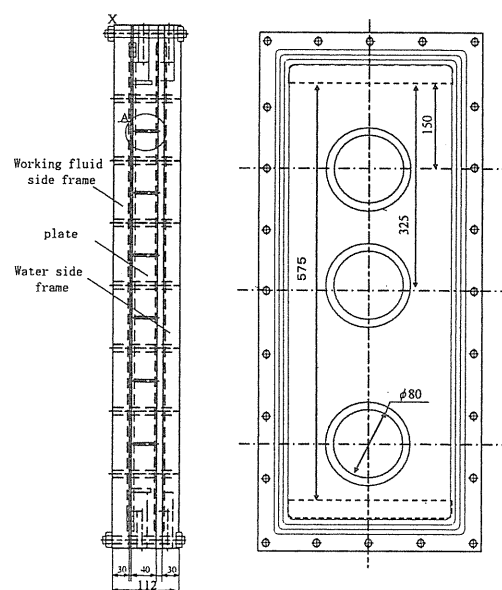
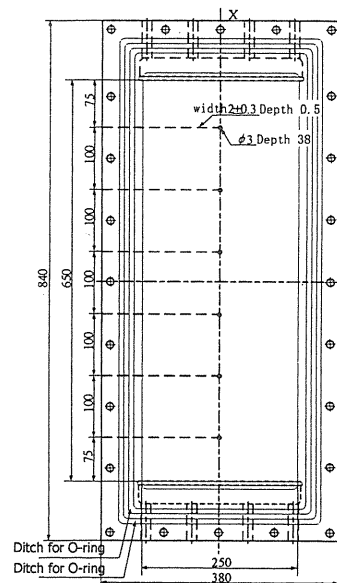


Fig.2 Schematic diagram of test plate

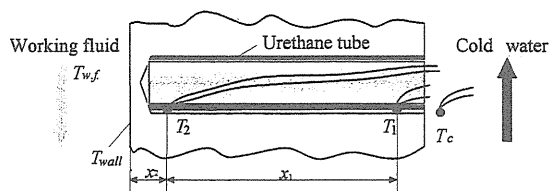


Fig. 3 Local T.C. position of the inside test plate

10mm のゴムの板を挟み込み流路厚さ 10mm とした。このように実験装置は図の様にペーサーを挟む事で流路厚さを決めているため、このスペーサーの厚さを変化させる事で様々な流路厚さを作る事が出来る実験装置になっている。

図3はテストコンデンサーの局所熱流束を計測するために設置した熱電対の詳細である。距離の離れた2点の温度差より熱流束を求めるため2箇所の温度とその間隔を測定した。

また、実験では式1により局所熱流束を求め、式2により壁面温度を求め、式3により局所熱伝達係数を求めた。

$$q_{loc} = \lambda \frac{(T_2 - T_1)}{x_1} \quad (1)$$

$$T_{wall} = T_2 + \frac{q_{loc} \times x_2}{\lambda} \quad (2)$$

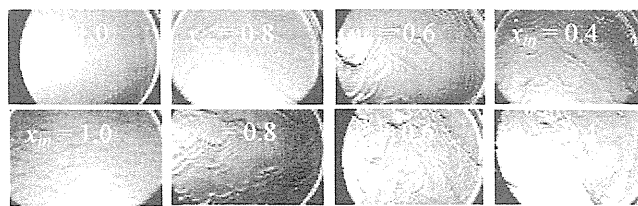
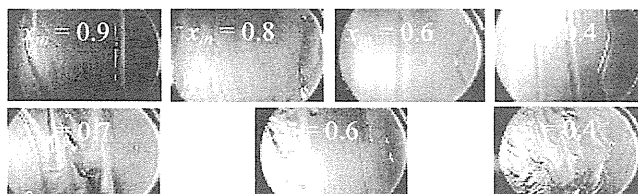
$$h_{loc} = \frac{q_{loc}}{T_{vw} - T_{wall}} \quad (3)$$

2・3 実験方法 作動流体はサブクーラーで十分に過冷された後、作動流体ポンプによりプレヒーターと蒸発器に送られ温水側と熱交換を行い乾き度が1.0～0.4まで調節されテストコンデンサーに送られる。テストコンデンサーに送られた作動流体は冷水側と熱交換を行い凝縮される。テストコンデンサーで完全凝縮されなかった作動流体は二つのアフターコンデンサーより完全凝縮され作動流体タンクへと戻る。

本研究ではアンモニア/水二成分混合媒体を作動流体として用い、低温度差発電用のプレート式凝縮器の凝縮伝熱特性を明らかにすることを目的

Table 1. Experimental condition

熱流束: q_m	[kW/m ²]	3, 5
質量流束: G	[kg/m ² s]	7.5 ~ 25
飽和圧力: P	[MPa]	0.7 ~ 0.9
乾き度: x_m	[-]	1.0 ~ 0.4
組成: y	[-]	1, 0.95, 0.90, 0.85

Fig. 4 Visualization photo
(Mass fraction $y=1.0$, Upside $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$,
Downside $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$)Fig. 5 Visualization photo
(Mass fraction $y=0.95$, Upside $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$,
Downside $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$)

とし実験を行なう。さらに可視化窓による作動流体の流動形態の観察を行なう。

2・4 実験装置 図1に実験装置を示す。装置は試験部である凝縮器、二つのアフターコンデンサー、アンモニアタンク、予熱器および蒸発器から構成されている。タンクから出たアンモニアはポンプにより予熱器、蒸発器へと送られ、温水と熱交換しアンモニアは二相状態または飽和蒸気状態になる。本研究では、熱交換量を変更することにより、凝縮器入口における乾き度を調節する。凝縮器内部での熱交換により蒸気の一部は凝縮し、残った蒸気は二つのアフターコンデンサーにより、完全に凝縮されタンクへと戻される。

表1に凝縮器入口の実験条件を示す。本実験は紙面の都合上凝縮器の熱流束が3kW/m²について示す。凝縮器は各局所の熱流束を測定して局所熱伝達係数を求める。

3. 実験結果および考察

3・1 可視化実験 図4に純アンモニアの質量流束が $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$ および $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$ における各乾き度 x_m での可視化写真を示す。本実験ではテストコンデンサーの上、中および下での可視化を行っているが、紙面の都合のより下部での可視化についてのみ示す。図4から質量流束および乾き度による流動形態の違いが確認できる。 $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$ の $x_m=1.0$ では薄い膜状で乾き度が小さくなるにつれて小さい波が発生し、 $x_m=0.4$ では波の数が多く

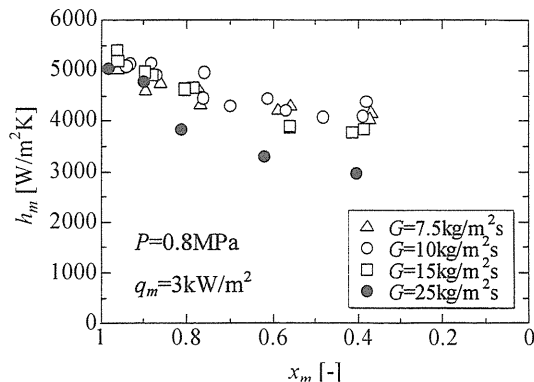


Fig. 6 Comparison of heat transfer coefficient on quality at different mass flux ($P=0.8\text{MPa}$, $q_m=3\text{kW/m}^2$)

やや大きい波に発達している。 $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$ では $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$ と比べ高乾き度でも大きい波が発生し、低乾き度の方に行くにつれて、さらに、激しい流れになっている。

図 5 にアンモニア/水混合流体の質量流束が $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$ および $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$ のテストコンデンサ下部での可視化写真を示す。純アンモニアと比べその流動形態が異なっている。 $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$ では薄い膜状であるものの液膜の上を液の筋が滑るように流れている。一方、 $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$ では $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$ その流動形態が異なり、 $x_m=0.4$ では純アンモニアの流動形態と似ている。

3・2 純アンモニア 図 6 に同一の熱流束 q_m と飽和圧力 P での質量流束 G を変化させた場合、乾き度 x_m による熱伝達係数の変化を各質量流束について示している。全ての質量流束に対し、乾き度が小さくなるにつれて熱伝達係数が減少している。これは液膜の厚さが厚くなり、熱抵抗が大きくなったことが考えられる。円管やプレート式凝縮器を用いた他の凝縮研究では質量流束が増加するにつれて熱伝達係数は増加すると報告されているが、本実験では質量流束が増加するにつれて熱伝達係数が減少している。これは本実験に用いた鉛直平滑平板と実験条件範囲では質量流束の増加による伝熱促進効果はなく、質量流束の増加による凝縮液膜が厚くなり熱伝達が低くなったと考えられる。なお、紙面の都合上省略するが、レイノルズ数に対し $x_m=1.0\sim0.8$ 領域では影響が少なく $x_m=0.8\sim0.4$ 領域では大きかった。

図 7 に同一の質量流束と飽和圧力での熱流束を変化させたとき、乾き度による熱伝達係数の変化を示している。全ての熱流束に対し乾き度が小さくなるにつれて熱伝達係数が減少する傾向を示し

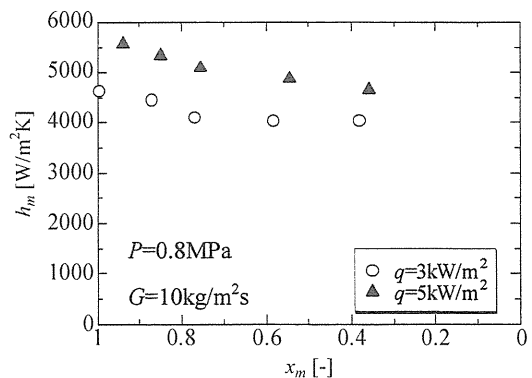


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient on quality at different heat flux ($y=1.0$, $P=0.9\text{MPa}$, $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$)

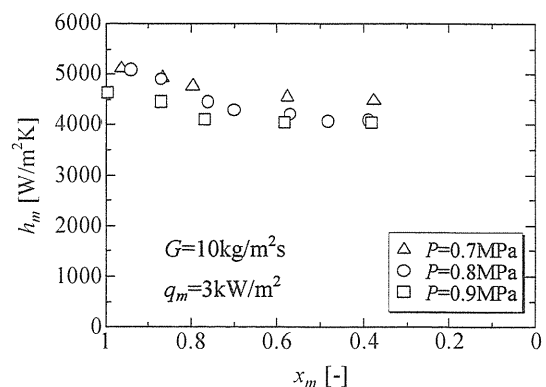


Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient on quality at different saturated pressure ($y=1.0$, $q_m=3\text{kW/m}^2$, $G=10\text{kg/m}^2\text{s}$)

ている。さらに、熱流束 $q_m=5\text{kW/m}^2$ が $q_m=3\text{kW/m}^2$ より熱伝達係数が高くなっている。これは $q_m=5\text{kW/m}^2$ の熱交換量が大きく、熱伝達係数が高くなったと考えられる。

図 8 に同一の質量流束と熱流束において飽和圧力を変化させた場合の乾き度に対する熱伝達係数を示している。飽和圧力が増加するにつれて熱伝達係数が減少している。これは飽和圧力の増加に伴い蒸気の密度が上昇し、蒸気の体積が減少する。そのため蒸気の流速が小さくなり、蒸気から液への熱量の移動が減少され、熱伝達係数が減少されたと考えられる。

図 9 に Nu の実験値と計算値の比較を示す。本実験で得られた全ての実験結果を Yan⁽³⁾ の相関式を参考にして、 $x_m=1.0\sim0.8$ の領域と $x_m=0.8\sim0.4$ の領域を分けて整理し、それぞれの式を導出した。紙面の都合上図 8 にレイノルズ数の影響が大きい $x_m=0.8\sim0.4$ 領域のみ示す。

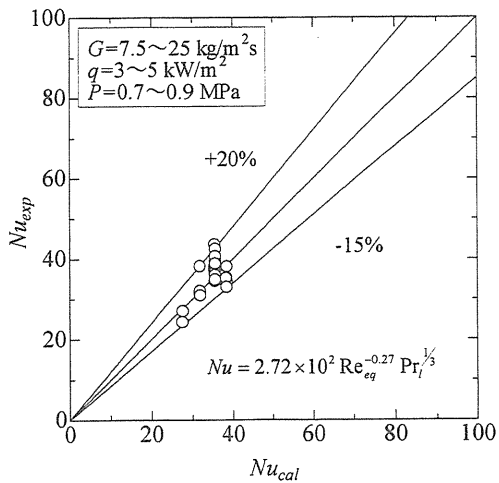


Fig. 9 Comparison of experimental Nusselt number on calculation Nusselt number

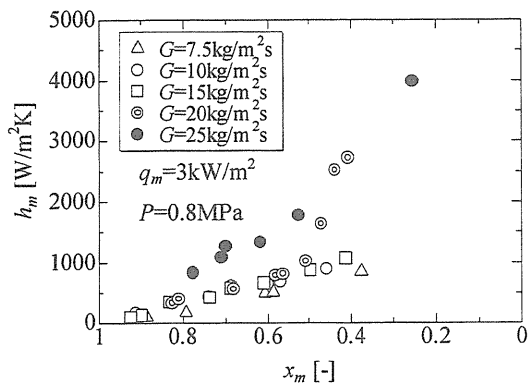


Fig. 10 Comparison of heat transfer coefficient on quality at different mass flux ($\gamma=0.95$, $P=0.8\text{MPa}$, $q_m=3\text{kW/m}^2$)

3・3 アンモニア/水

図 10 に同一の組成、質量流束および飽和圧力での質量流束を変化させた場合の乾き度に対する熱伝達係数の変化を示す。全ての質量流束において乾き度が減少するにつれて熱伝達係数が増加し、質量流束が増加するにつれて熱伝達係数が増加している。これは純アンモニアと傾向が異なる結果である。高乾き度や低質量流束では熱伝達を低下させる濃度境界層が厚くなり、低乾き度や高質量流束では濃度境界層が薄くなるためと考えられる。特に質量流束 $G=20\text{kg/m}^2\text{s}$ の乾き度 0.5 付近では熱伝達係数が急激に増加し、質量流束 $G=25\text{kg/m}^2\text{s}$ では熱伝達係数は他の質量流束と比べ高くなっている。これは流れの観察により液相が増加するためテストコンデンサー内の流れの変化をもたらし気相の濃度境界層が形成しにくくなったためと考えられる。

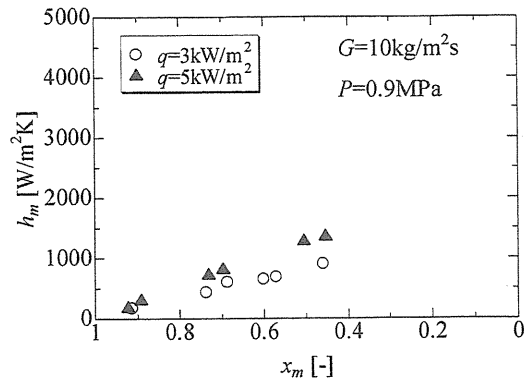


Fig. 11 Comparison of heat transfer coefficient on quality at different heat flux ($\gamma=0.95$, $P=0.8\text{MPa}$, $q_m=3\text{kW/m}^2$)

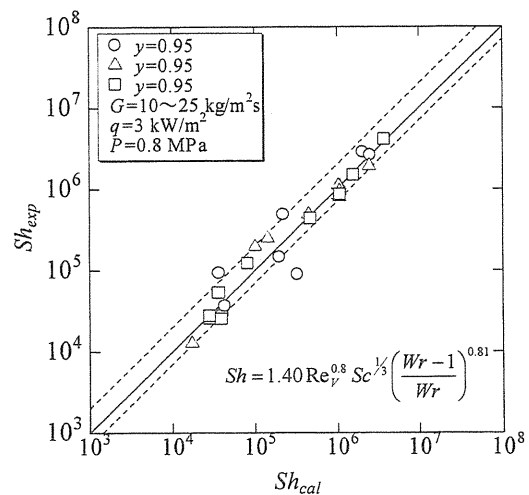


Fig. 12 Comparison of experimental Sherwood number on calculation Sherwood number

図 11 に同一の質量流束と飽和圧力の熱流束が $q_m=3\text{kW/m}^2$, $q_m=5\text{kW/m}^2$ の場合について乾き度による熱伝達係数の変化を示す。熱流束が $q_m=5\text{kW/m}^2$ の熱伝達係数が高い。乾き度が 0.9 の場合ほとんど同じ熱伝達係数の値を示しているが、低乾き度になるに従ってその差が大きくなり乾き度が 0.5 の付近では約 50%大きくなっている。

図 12 に本実験で得られた実験結果をフロンに対する谷⁽⁴⁾の実験式を参考にし、最小二乗法で整理し Sh 数を式 4 と予測できることが確認された。

$$Sh = 1.40 \text{Re}_v^{0.8} \text{Sc}^{1/3} \left(\frac{Wr-1}{Wr} \right)^{0.81} \quad (4)$$

$$Wr = \frac{(y_{Vi} - y_L)}{(y_{VW} - y_L)} \quad (5)$$

4. 結論

鉛直平滑平板上での凝縮熱伝達の伝熱特性を明らかにすることを目的として、純アンモニアおよびアンモニア/水混合流体を作動流体として実験を行い以下の結論を得た。

- (1)純アンモニアでの凝縮熱伝達係数は乾き度と熱流束の増加に伴い増加し、質量流束と飽和圧力の増加に伴い減少する傾向が得られた。
- (2)アンモニア/水混合流体での凝縮熱伝達係数は乾き度の増加に伴い減少し、質量流束の増加に伴い増加する傾向が得られた。

参考文献

- (1)上原, 他 1 名, 機論, B 編, 60 巻, 577 号, (1994)
pp.3109-3116
- (2)五島, 他 4 名, 機論, B 編, 61 巻, 581 号, (1995)
pp.231-238
- (3)Yan, Y. Y. et al., International Journal of Heat and Mass Transfer 42, (1999).pp993-1006
- (4)谷, 佐賀大学修士論文, (1999)